

# Récupérateur d'énergie vibratoire utilisant une raideur non-linéaire

Cyril DREZET, Javier RIOS QUESADA  
Femto-ST – MovingMagnet Technologies S.A.(MMT)

**RESUME** -Dans le cadre de la récupération d'énergie vibratoire, nous avons étudié l'apport d'une non-linéarité mécanique dans un système de récupération. Nous nous sommes intéressés à un générateur électromagnétique composé d'un ressort magnétique, non-linéaire par nature, couplé à un générateur électromagnétique monophasé linéaire. L'étude qui a été faite nous a permis de révéler les avantages de ce type de structures ainsi que de mettre en évidence les paramètres importants pour le calcul du dispositif.

**Mots-clés**—Récupération d'énergie vibratoire – Aimants permanents – Raideur non-linéaire.

## 1. INTRODUCTION

Aujourd'hui, la réduction de l'empreinte écologique de ce que nous consommons est devenue une nécessité pour la pérennité de notre société. En ce sens, un effort est demandé à l'industrie pour que soient conçues et utilisées des machines avec un rendement le plus élevé possible. Nous le voyons pour les machines électriques dans le cadre de la « Energy Policy Act » aux États-Unis, mais, tout aussi bien dans le cadre de l'industrie automobile avec les normes EURO V et EURO VI.

Toutefois, même avec des machines à haut rendement, il y a des pertes d'énergie qui selon le processus, peuvent être importantes. Les récupérateurs d'énergie sont des dispositifs qui nous donnent la possibilité d'extraire une énergie utile de ces énergies considérées habituellement comme un déchet (échauffement, vibrations...) pour l'utiliser, soit dans le processus principal, soit dans des processus annexes tels que la surveillance du système et/ou la transmission de données.

La possibilité d'alimenter des capteurs ou des actionneurs de manière autonome, permet par ailleurs des économies de cuivre, puisqu'il n'est plus nécessaire de les relier à une alimentation centrale et si l'énergie récupérée est suffisante pour transmettre les données par onde radio, la liaison entre le capteur et le centre décisionnaire du système peut aussi être évitée, avec une économie supplémentaire de cuivre, d'énergie due aux pertes Joule et de complexité du câblage.

Si nous considérons le cas d'une automobile, le fait de pouvoir utiliser des capteurs et des actionneurs autonomes doit permettre la réduction de la masse totale du véhicule, d'où, une réduction de sa consommation (-100 kg → -10 g de CO<sub>2</sub>).

Parmi toutes les sources d'énergie récupérable, les vibrations mécaniques sont une des plus étudiées et utilisées à l'heure actuelle.

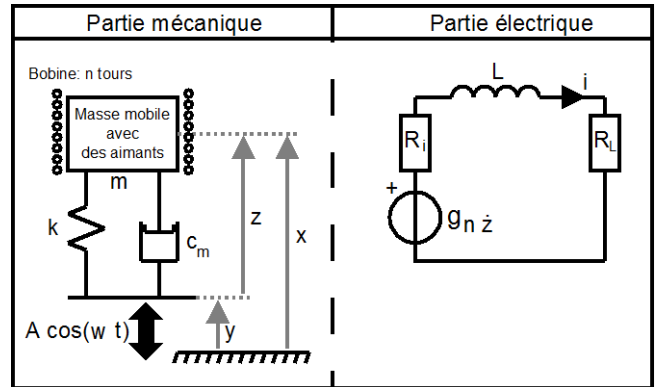


Figure1 - Architecture basique d'un récupérateur d'énergie électromagnétique

De manière générale, les récupérateurs d'énergie vibratoire sont basés sur des systèmes résonants accordés à la fréquence de la source[1]. Récupérer le maximum d'énergie implique donc, une analyse poussée de la source vibratoire suivie d'un réglage fin de la fréquence de résonance du récupérateur. L'extraction de l'énergie mécanique vibratoire se fait alors par le biais de différents phénomènes physiques tels que la piézoélectricité[2], l'électromagnétisme[3], l'électrostatique[4] ou la magnétostriction [5].

Après une recherche bibliographique sur les topologies proposées pour ce type de récupérateurs d'énergie, nous constatons que les solutions les plus courantes sont les topologies piézoélectriques et électromagnétiques. Nous constatons aussi que ces dernières semblent plus adaptées aux fréquences des vibrations industrielles et automobiles [6]. Le travail que nous présentons ici traite exclusivement de récupérateurs électromagnétiques d'énergie vibratoire.

Dans un premier temps, nous mettrons en évidence les problèmes que présentent les récupérateurs linéaires et les solutions que peut apporter une raideur non-linéaire. Ensuite nous présenterons les modèles que nous avons mis en place pour cette étude, la sensibilité des principaux paramètres et finalement la conception et la mesure d'un prototype.

## 2. RECUPERATEUR D'ENERGIE LINEAIRE

Nous considérons pour cette étude un récupérateur qui alimente une charge résistive (Cas d'étude le plus commun selon Arroyo[6]). La Figure1 montre l'architecture de base pour un récupérateur d'énergie dans ces conditions.

Cette structure est modélisée par le système d'équations suivant :

$$\begin{cases} m(\ddot{z} + g) + c_m \dot{z} + kz + \gamma ni + F_s = mA \cos(\omega t) \\ \gamma n \dot{z} - L \frac{di}{dt} = (R_i + R_L)i \end{cases} \quad (1)$$

Où  $m$  représente la masse du mobile ;  $c_m$  le coefficient de frottement visqueux ;  $k$  la raideur ;  $\gamma$  le coefficient de couplage électromécanique ;  $n$  le nombre de tours de la bobine ;  $F_s$  la force de friction sèche ;  $A \cos(\omega t)$  l'amplitude et la pulsation de l'accélération des vibrations ;  $L$  et  $R_i$  l'inductance et la résistance du générateur et  $R_L$  la résistance de charge.

Dans un premier temps, nous supposons la raideur et le coefficient de couplage électromécanique constants, ainsi qu'une inductance négligeable et nous considérons les valeurs suivantes :

$$R = R_i + R_L \quad (2)$$

$$\omega_m = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3)$$

$$c_{tot} = c_m + \frac{n^2 \gamma^2}{R} \quad (4)$$

$$\zeta = \frac{c_{tot}}{2\sqrt{km}} \quad (5)$$

Nous écrivons les variables d'entrée et de sortie du système (accélération des vibrations et position du mobile respectivement) dans l'espace fréquentiel :

$$\begin{cases} Z(j\Omega) = Z e^{j\Omega t} \\ \bar{A}(j\Omega) = A e^{j\Omega t} \end{cases} \quad (6)$$

Nous pouvons déduire de l'équation (1) une expression de la transmissibilité du système :

$$\frac{Z}{\bar{A}} = \frac{1}{\left(\frac{\omega}{\Omega}\right)^2 - 1 + 2j\zeta\frac{\omega}{\Omega}} \quad (7)$$

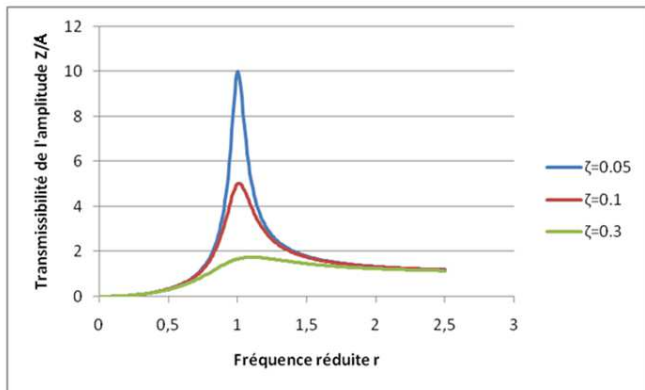


Figure 2 - Transmissibilité du système en fonction de l'amortissement  $\zeta$

Nous constatons sur l'équation (7) que pour maximiser la transmissibilité il est nécessaire d'avoir un amortissement le plus faible possible et donc pour maximiser l'énergie récupérée par le système il faut minimiser le frottement visqueux et adapter l'impédance de sortie à celle du récupérateur. L'évolution de la transmissibilité (cf. Figure 2), nous permet de

mettre en évidence l'un des inconvénients majeurs des récupérateurs linéaires [7] qui est l'extrême finesse de la bande fréquentielle de récupération d'énergie.

Ainsi, comme le constatent Mann et Sims [8], fabriquer des récupérateurs d'énergie bien accordés à la fréquence des vibrations implique la fabrication des pièces mobiles avec des tolérances serrées ainsi qu'une maîtrise de la raideur du ressort utilisé.

Ces éléments font que, même si la fabrication du récupérateur d'énergie est possible, son coût est très important.

### 3. APPORTS D'UNE RAIDEUR NON-LINEAIRE

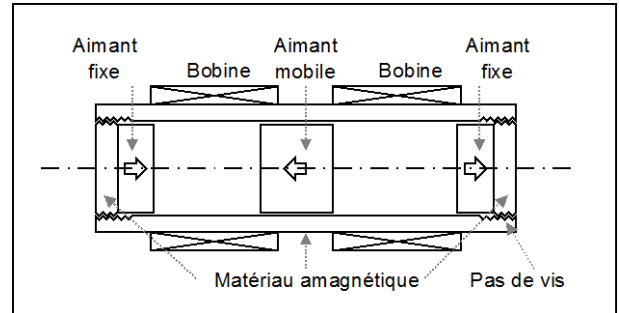


Figure 3 - Récupérateur d'énergie à raideur non linéaire proposé par Mann et Sims [8]

Mann et Sims [8] proposent un récupérateur d'énergie intégrant un ressort magnétique non linéaire (cf. Figure 3) qui présente l'avantage de pouvoir régler la fréquence de résonance du système en faisant varier la distance entre les deux aimants fixes.

Pour des faibles amplitudes des vibrations, ce récupérateur garde un comportement proche d'un récupérateur linéaire. Toutefois, lorsque l'amplitude des vibrations est suffisante il apparaît un phénomène de durcissement avec une réponse à trois branches (cf. Figure 4):

- Une branche haute, dite « attracteur haut » ;
- Une branche basse, dite « attracteur bas » ;
- Une branche de liaison qui n'a pas de réalité physique.

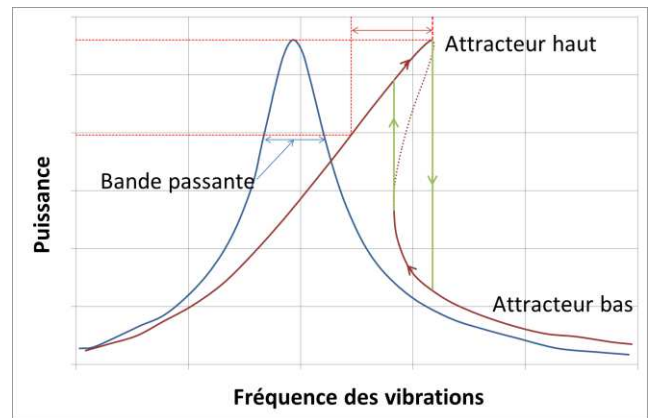


Figure 4 – Phénomène de durcissement dû à une raideur non-linéaire

Lorsqu'on parcourt les fréquences dans le sens croissant, nous sommes sur l'attracteur haut jusqu'à atteindre sa

fréquence limite. Si nous continuons à augmenter la fréquence, nous effectuons un saut vers l'attracteur bas et on continue ensuite sur celui-ci. Si nous parcourons les fréquences dans le sens décroissant, nous sommes sur l'attracteur bas jusqu'à atteindre sa fréquence limite, après quoi, nous effectuons un saut vers l'attracteur haut avant de continuer sur celui-ci. Puisque la fréquence limite de l'attracteur haut est supérieure à la fréquence limite de l'attracteur bas nous avons un comportement hystérétique.

Nous constatons par ailleurs, que, l'utilisation d'une raideur non-linéaire permet d'augmenter la bande passante si on travaille sur l'attracteur haut.

La faible quantité d'énergie qu'elle récupère est le principal problème de cette structure. Ainsi, plusieurs propositions ont été faites pour l'augmenter, comme par exemple celle de Zhu et Zu[9] qui intègrent des composites magnétoélectriques dans le système. Pour notre part, nous proposons de coupler le concept de raideur magnétique avec une structure de générateur monophasé présentant un fort coefficient de couplage électromécanique dans le but d'obtenir un récupérateur efficace et compact.

#### 4. MODELES

La raideur non-linéaire introduite par les aimants en opposition présente une symétrie centrale, elle peut donc être approchée par un polynôme composé uniquement de monômes d'ordre impair, de ce fait, l'équation (1) devient :

$$\begin{cases} m(\ddot{z} + g) + c_m \dot{z} + \sum_{u=0}^N (k_{2u+1} z^{2u+1}) + \gamma n i + F_s = m A \cos(\omega t) \\ \gamma n \dot{z} - L \frac{di}{dt} = (R_i + R_L) i \end{cases} \quad (8)$$

Dans le cas présenté dans [8], le polynôme de raideur est d'ordre 3, ceci permet de considérer l'équation (8) comme une équation de Duffing et de ce fait, d'utiliser la méthode des échelles multiples pour trouver une solution analytique. Toutefois, cette méthode implique des hypothèses qui s'avèrent contraignantes (système quasi-linéaire et proche de la résonance) et qui ne permettent pas dans le cadre d'une solution au premier ordre, une comparaison précise de plusieurs structures magnétiques.

Une solution analytique plus précise étant trop complexe, nous nous sommes tournés vers un modèle numérique basé sur l'équation (8) dans lequel nous incluons des caractéristiques mécaniques et magnétiques du système issues de calculs par éléments finis.

Ainsi, la simulation magnétostatique nous permet de calculer la force à vide de l'actionneur,  $F_0(z)$ , en fonction de la position, force qui correspond à la raideur magnétique du récupérateur d'énergie. Elle nous permet aussi de calculer le flux perçu par les bobines,  $\varphi(z, i)$ , en fonction de la position et du courant qui les traverse. Pour faciliter les calculs, nous intégrons le frottement sec du récupérateur dans l'expression du coefficient de frottement visqueux, ceci en utilisant les formules développées par Peyret [10].

Puisque l'inductance et le coefficient électromécanique dérivent du flux, nous obtenons le système d'équations (9).

$$\begin{cases} m(\ddot{z} + g) + c_m \dot{z} + F_0(z) + \frac{\partial \varphi(z, i)}{\partial z} i = m A \cos(\omega t) \\ -\frac{\partial \varphi(z, i)}{\partial z} \dot{z} - \frac{\partial \varphi(z, i)}{\partial i} \frac{di}{dt} = (R_i + R_L) i \end{cases} \quad (9)$$

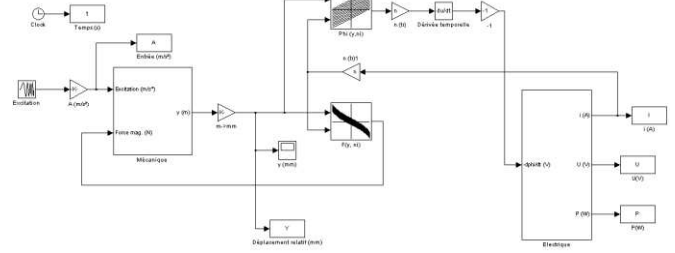


Figure 5 - Modèle numérique

L'entrée principale du modèle est une vibration déterminée par son amplitude et sa pulsation. La sortie principale est la puissance aux bornes de la résistance de charge. Toutefois nous pouvons récupérer d'autres grandeurs comme l'amplitude du mouvement, le courant généré ou la vitesse du mobile.

Pour simplifier les calculs, nous avons décidé d'utiliser les données simulées en magnétostatique de la force et du flux en fonction de la position et du courant en deux tableaux que nous interpolons en 2D. La force totale est ainsi calculée directement, et la dérivée du flux en fonction du temps nous permet de calculer la force électromotrice et l'effet de l'inductance.

Ce modèle nous permet de tracer les FRF (Fonction de Réponse en Fréquence) en termes de déplacement, de vitesse, d'accélération de la masse mobile, de tension, d'intensité et de puissance récupérés aux bornes de la résistance de charge. Toutefois, le modèle numérique est un modèle temporel, nous utilisons alors une méthode « chirp » (modulation de fréquence) qui propose un compromis entre temps de calcul et précision de la résolution.

À partir d'une structure commune, nous avons comparé les résultats obtenus par le modèle numérique implémenté sous MATLAB/ Simulink (cf. Figure 5) et ceux obtenus par un code de référence au laboratoire Femto-ST : Manlab, code qui utilise la méthode de la balance harmonique, les résultats obtenus étant identiques, nous avons conclu à la validité de la résolution.

#### 5. SENSIBILITE DES PARAMETRES

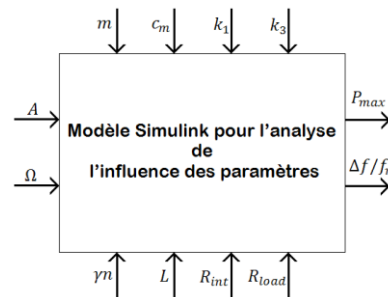


Figure 6 - Analyse de l'influence des paramètres : Choix des paramètres

Pour étudier la sensibilité des paramètres du système de récupération d'énergie, nous avons utilisé le modèle

numériqueen considérant un coefficient de couplage électromécanique constant et une non-linéarité de la raideur d'ordre 3.

Les grandeurs de sortie considérées sont la puissance récupérée sur la résistance de charge et la largeur de bande fréquentielle où l'énergie des vibrations peut être récupérée (cf. Figure 6).

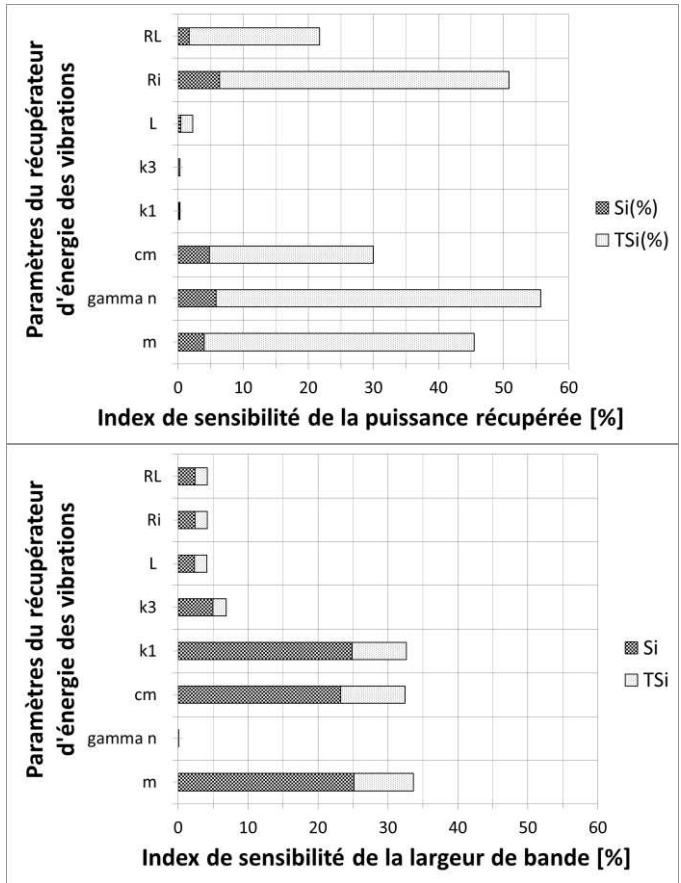


Figure 7 - Résultat de l'étude de sensibilité des paramètres

La Figure 7 montre les résultats pour chaque paramètre selon deux index, les «  $S_i$  » montrent la sensibilité des variables de sortie au paramètre seul, et les «  $TS_i$  » montrent la sensibilité des variables de sortie au paramètre en interaction avec les autres. Nous constatons que la puissance récupérée dépend de l'interaction des paramètres essentiellement électriques tandis que la largeur de bande est affectée par des paramètres plutôt mécaniques mais de manière individuelle.

La masse du mobile et le coefficient de frottement visqueux sont des grandeurs importantes pour les deux variables de sortie, la première doit être maximisée et le second minimisé.

Par ailleurs, la raideur non linéaire a bien un effet sur la largeur de bande, alors que le coefficient de couplage électromécanique n'en a pas. Du point de vue de la puissance récupérée, la résistance interne et la résistance de charge, en relation avec le coefficient de couplage électromécanique ont un effet important.

Nous constatons par ailleurs que l'inductance présente un effet négligeable pour les deux variables de sortie.

## 6. PROTOTYPE

### 6.1. Conception

En vue de fabriquer un prototype pour valider le modèle numérique et les conclusions de l'étude de sensibilité, nous nous sommes donné comme contrainte dimensionnelle les dimensions d'une pile LR20 (Type D).

Puisque pour maximiser l'énergie récupérée, le coefficient de couplage doit être important, nous nous proposons d'étudier des topologies dérivées d'un actionneur linéaire monophasé breveté par MMT [11] couplées à un ressort magnétique. La Figure 8 montre quelques structures qui ont été considérées.

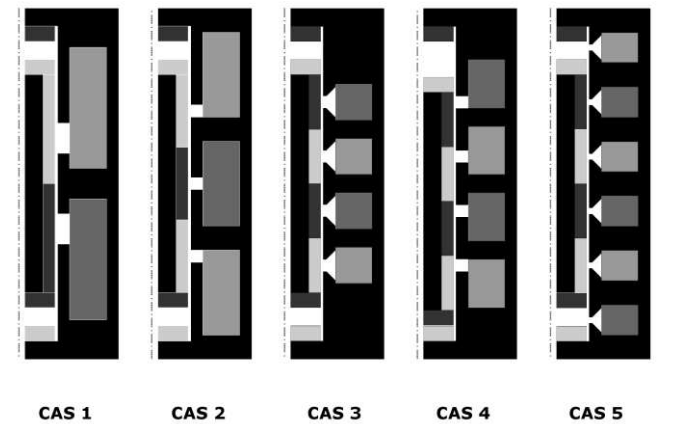


Figure 8 - Structures candidates au prototypage

La structure de base est un actionneur avec 3 pôles au stator et 2 pôles sur le mobile. Pour augmenter le coefficient de couplage, nous avons multiplié le nombre de pôles de l'actionneur, la contrepartie étant une réduction de la section de cuivre utile, et donc une augmentation de la résistance interne.

Un bon dimensionnement de ce type de structures permet d'obtenir une force sans courant presque nulle sur la course de l'actionneur, les résultats de simulation magnétostatique des récupérateurs d'énergie(cf. Figure 9) permettent de voir qu'effectivement, la force sans courant est due presque uniquement au ressort magnétique. Le dernier cas présente quant à lui une déformation de sa raideur magnétique aux extrémités de sa course.

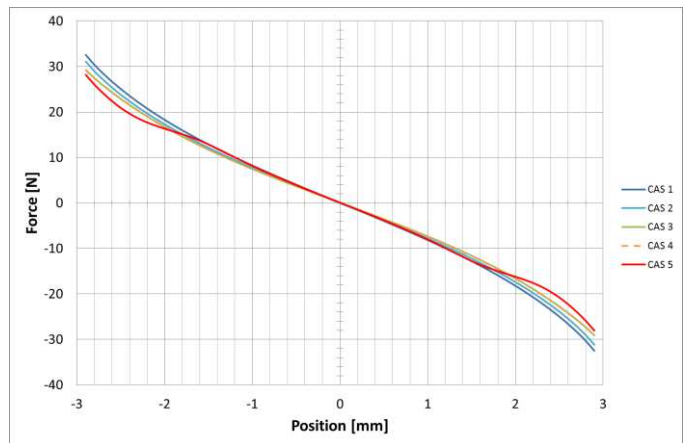


Figure 9 - Force sans courant pour les 5 structures étudiées



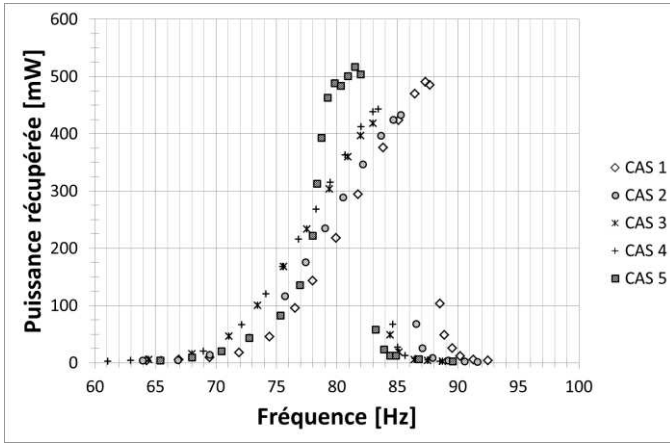


Figure 10 - FRF selon la puissance récupérée pour les 5 structures considérées

La Figure 10 montre les FRF calculées avec le modèle numérique pour chacun de ces cas. Nous constatons que le cas le plus intéressant est le cas le plus simple.

Notons toutefois que le cas 5 présente du point de vue de la puissance récupérée des valeurs plus élevées, toutefois, étant donné la forme de la raideur non-linéaire, son comportement présente pour des fréquences très proches un phénomène de « raidissement » et un phénomène « d'amollissement » qui rendent instable le comportement du récupérateur à la fréquence de résonance.

## 6.2. Fabrication

Nous avons donc choisi la structure présentée dans le cas 1 pour le prototypage. Pour augmenter le coefficient de couplage électromécanique du récupérateur, nous utilisons des aimants frittés présentant une aimantation de 1,4 T et pour réduire les pertes par courant de Foucault dans la structure et réduire ainsi le coefficient de frottement visqueux, nous utilisons un matériau ferromagnétique doux issu de la technologie des poudres (cf. Figure 11).



Figure 11 - Prototype de récupérateur d'énergie à raideur magnétique non-linéaire

## 6.3. Mesure du prototype

Le prototype a été mesuré autant en statique qu'en dynamique. En statique, les résultats sont présentés dans le Tableau 1 et sur la Figure 12.

Tableau 1 - Dimensions du prototype

Dimensions géométriques	Ø33×58 mm <sup>3</sup>
$n$	314 tours/bobine
$R_i$	4,0 $\Omega$
$L @ 100 \text{ Hz}$	19,5 mH
Masse mobile	37,2 g
Course	$\pm 2,7 \text{ mm}$

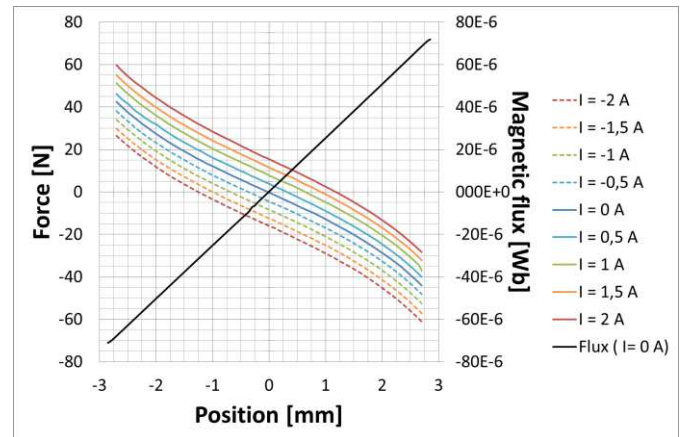


Figure 12 - Mesure en statique

Les mesures de force et de flux donnent des résultats qui correspondent à ceux qui avaient été simulés. Ainsi, la force sans courant peut être approchée par un polynôme d'ordre 3 et le flux en fonction de la position présente une variation linéaire. Toutefois, nous mesurons une force de frottement sec élevée qui atteint 1 N.

Les mesures en dynamique ont été effectuées dans le laboratoire d'analyse vibratoire de FEMTO-ST.

Le récupérateur d'énergie a été placé sur un pot vibrant et une charge variable, permettant d'adapter l'impédance de charge, a été branchée à ses bornes.

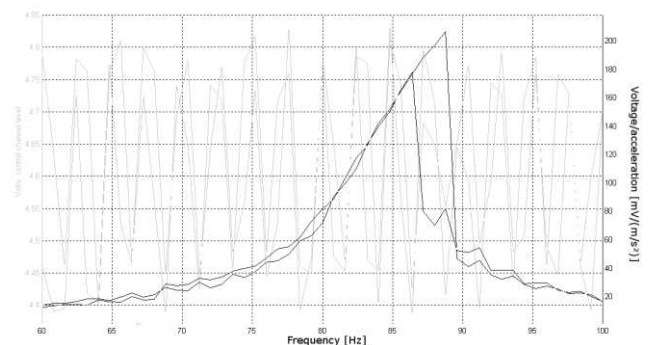


Figure 13 - Mesure en dynamique

Tableau 2 - Résultats de mesure du prototype

Fréquence de travail	$f$	92 Hz
Volume	$V$	49,6 cm <sup>3</sup>
Largeur de bande à -3dB	$\Delta f$	4,5 Hz
Accélération	$A$	50 m/s <sup>2</sup>
Puissance pic récupérée	$P$	0,846 W

Étant donné le niveau de la force de frottement, il a été nécessaire d'utiliser des accélérations d'amplitudes élevées (50m/s<sup>2</sup>) pour pouvoir parcourir la course complète et mettre en évidence les effets de la non-linéarité. Ainsi, nous pouvons observer sur la Figure 13 la présence d'un attracteur haut, d'un attracteur bas et les sauts de l'un vers l'autre en fonction du sens de parcours des fréquences. Le

Tableau 2 résume les résultats obtenus lors de cette mesure.

#### 6.4. Comparaison avec l'existant

Pour comparer nos résultats avec ceux d'autres récupérateurs d'énergie commercialisés, nous utilisons deux grandeurs caractéristiques : la densité de puissance normalisée,  $d_{pn}$  (10), et la largeur de bande relative,  $rb$  (11).

$$d_{pn} = \frac{P}{VA^2} \quad (10)$$

$$rb = \frac{\Delta f}{f} \quad (11)$$

La Figure 14 montre que, pour un  $d_{pn}$  similaire, notre structure est compacte par rapport aux autres récupérateurs basés sur des topologies électromagnétiques. Nous remarquons toutefois, que les récupérateurs piézo peuvent être plus compacts encore.

Le  $rb$  des quelques récupérateurs où cette donnée était donnée oscillait entre 2 % et 3 %, dans notre cas, nous avons réussi à atteindre 4,5 %.

Finalement, en considérant une source de vibrations de 5 g à une fréquence de 92 Hz, nous avons réussi à récupérer 846 mW de manière continue, là où une pile LR20 de mêmes dimensions ne fournit que 159 mW pendant 115 heures.

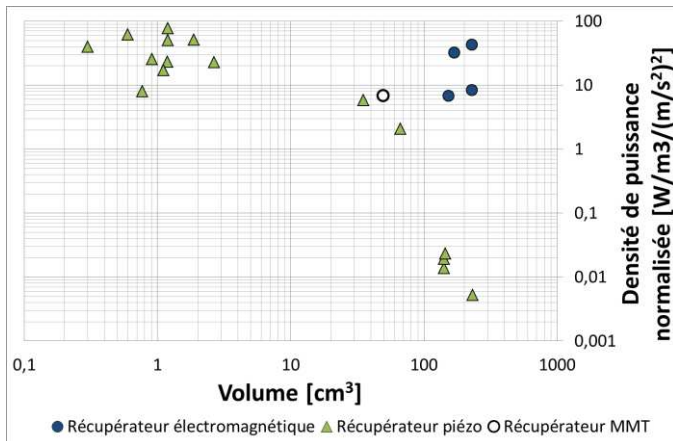


Figure 14 - Comparaison entre notre récupérateur d'énergie prototype et quelques récupérateurs d'énergie déjà commercialisés

## 7. CONCLUSION

Dans cette étude, nous avons montré qu'une raideur magnétique non-linéaire permet d'améliorer les performances des récupérateurs d'énergie des vibrations. En particulier, nous avons montré, avec un prototype, que pour un même niveau de densité de puissance, nous avons un récupérateur beaucoup plus compact et présentant une largeur de bande plus importante.

L'outil de modélisation que nous avons mis en place est basé sur une modélisation multi-physique du récupérateur et est alimenté par des données magnétiques issues d'un logiciel de simulation par éléments finis. Cet outil a été validé par les mesures statiques et dynamiques effectuées sur le prototype.

MMT travaille actuellement sur 2 directions qui devraient nous permettre d'améliorer les performances du récupérateur, à savoir : la conception de la raideur magnétique non-linéaire optimale pour ce type de structures et la conception de paliers de flexion nous permettant de suspendre complètement la masse mobile et de réduire fortement les frottements secs.

## 8. REMERCIEMENTS

Nous remercions MM. Kacem, Foltête, Bouhaddiet Raynaud du département Mec'Appli de Femto-ST pour l'aide qu'ils ont apportée à ce projet.

## 9. REFERENCES

- [1] F. Cottone, « Introduction to vibration energyharvesting », NiPSEnergyHarvestingSummerSchool, 2011.
- [2] J. Ajitsaria, S.Y. Choe, D. Shen et D.J. Kim, « Modeling and analysis of a bimorphpiezo-electric cantilever beam for voltage generation », Smart Materials and Structures, Vol. 16 pp. 447, April 2007.
- [3] P. Glynn-Jones, M.J. Tudor, S.P. Beeby, N.M. White, « An electromagnetic, vibration poweredgenerator for intelligent sensorsystems », Sensors and Actuators A 110, pp. 344-349, February 2004.
- [4] S. Meninger, J.O. Mur-Miranda, R. Amirtharajah, A.P. Chandrakasan et J.H. Lang, « Vibration-to-electricenergy conversion », IEEE Transactions on Very Large ScaleIntegration (VLSI), Vol. 9, n°1, pp. 64-76, February 2001.
- [5] T. Ueno et S. Yamada, « Performance of EnergyHarvesterUsingIron-Gallium Alloy », IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 47 n°10, pp. 2407-2409, October 2011.
- [6] E. Arroyo, « Récupération d'énergie à partir des vibrations ambiantes - Dispositif électromagnétique et circuit électronique d'extraction synchrone », Thèse de doctorat, Grenoble, novembre 2012.
- [7] D. Mammosser, « Conception et optimisation d'un transducteur électrodynamique pour la récupération d'énergie vibratoire », Thèse de doctorat, Besançon; Octobre 2010.
- [8] B.P. Mann et N.D. Sims, « Energyharvestingfrom the nonlinear oscillations of magneticlevitation », Journal of Sound and Vibration, Vol. 319, Issues 1-2, pp. 515-530, January 2009.
- [9] Y. Zhu et J. Zu, « A Magnetolectric Generator for EnergyHarvestingFrom the Vibration of magneticlevitation », IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 48, n°11, pp. 3344-3447, November 2012.
- [10] N. Peyret, « Dissipation de l'énergie mécanique dans les assemblages: effets du frottement en sollicitation dynamique », Thèse de doctorat, Paris-Est, Octobre 2012.
- [11] « Actionneur électromagnétique comportant une structure statorique à trois pôles de longueurs différentes et distributeurs pneumatiques mettant en œuvre de tels actionneurs », Brevet: FR 2 682 542 – 1991

